

補助事業番号 28-154  
補助事業名 平成28年度 ロータダイナミクス観点に基づく鉄道車両の振動低減  
による乗心地向上 補助事業  
補助事業者名 日本大学理工学部機械工学科 安藝雅彦

## 1 研究の概要

本研究では、輪軸の質量不釣合いによって生ずる輪重変動によって蛇行発生速度の低下の程度を評価する。まず、自励振動型係数励振系である輪重変動を含む1軸台車モデルの運動方程式を構築した。その運動方程式の係数励振項をオーダー評価し、1次の派生成分のみを考慮した。その後、係数励振系の解を仮定し、係数励振系の特性方程式を求めることで理論的に根軌跡を求めた。運動方程式のシミュレーションを実施し、蛇行振幅を求め、そのシミュレーション結果をFFT解析することで、この振動には通常の1軸台車モデルでは生じない高次の蛇行周波数成分が含まれることを確認した。その周波数を特性方程式の解より得られた解析結果と比較するとよく一致しており、輪重変動によって発生する蛇行振動成分であることが確認された。また、特性方程式の解をプロットし根軌跡を描き、輪軸の質量不釣合いによって発生する輪重変動による不安定根は通常の蛇行の根と非常に近い速度であり、輪軸の質量不釣合いがどの程度の大きさに収めれば蛇行限界速度の低下に影響を与えないのかを調べた。

## 2 研究の目的と背景

台車の改良や車両の高速化により、車輪のアンバランスによる車体振動への影響は乗心地上の重要な問題となっている。車輪にアンバランスがあると、車輪が1回転ごとに輪軸が前後に微小に振動する。その前後振動が台車に伝わり、さらに車体を前後に振動させる。この前後振動と車体の曲げ固有振動数が一致すると共振を起こし、車体中央部が上下に大きく振動するびびり振動が発生する。乗心地の低下を抑制するために車輪のアンバランス量は製造時に250以下になるように管理されており、新幹線車両においてはアンバランス量50以下が適用されかつ輪軸に組み立てた後の合成アンバランス量の管理も実施されている(2)。このように車輪のアンバランス量が乗心地に影響を与えることから、乗心地を向上させるため、車輪のアンバランスによって発生する振動の解析が行われている。一方、輪軸に作用する様々な周期的な変動によって輪軸の運動に係数励振特性が現れることが報告されている。過去の文献ではレールと車輪の形状、クリープ係数、輪重の時間変動により輪軸に係数励振が発生することが理論的に考察されている。文献(10)では、輪重の周期変動により蛇行発生速度が低下することが理論的に考察されており、蛇行現象を自励振動型係数励振系として考えると従来の蛇行発生速度よりも低速で蛇行が発生することが述べられている。しか

し、他の文献では輪重変動によって蛇行発生速度の低下が述べられているものの、実際の車両パラメータを用いた輪軸の質量不釣り合いによってこの係数励振項がどのくらい影響するのかという観点までは検討されていない。

本研究では従来の研究を発展させ、輪軸の質量不釣り合いによって生ずる輪重変動によって蛇行発生速度の低下の程度を評価することを目的とする。係数励振系は係数励振項によって角振動数成分は無数に派生してゆくことが知られている。そこで係数励振項をオーダー評価し、1次の派生成分のみを考慮することにした。係数励振系の解を仮定し、係数励振系の特性方程式を求め、理論的に根軌跡を求めた。まず、自励振動型係数励振系である輪重変動を含む1軸台車モデルのシミュレーションを実施し、蛇行振幅を求め、そのシミュレーション結果をFFT解析することで、この振動には通常の1軸台車モデルでは生じない高次の蛇行周波数成分が含まれることを確認した。その周波数を特性方程式の解より得られた解析結果と比較する。また、特性方程式の解をプロットし根軌跡から蛇行限界速度への影響を検討する。

### 3 研究内容

#### (1) 輪軸不釣り合いに伴う蛇行現象の発生

輪軸不釣り合いに伴う蛇行解析を行うにあたり、図1に示す1軸台車モデルを用いる。ここで、 $y$ は輪軸の横変位、 $\psi$ は輪軸のヨー角、 $m$ は輪軸の質量、 $I_z$ は $z$ 軸に関する慣性モーメント、 $f_{11}$ と $f_{22}$ はKalkerのクリープ係数、 $k_x$ と $k_y$ はそれぞれ進行方向および横方向の軸箱支持ばねのばね定数、 $2a$ は平衡位置における左右車輪接触点間隔、 $2L$ は支持ばね左右取り付け間隔、 $Q$ は輪重、 $\gamma$ は車輪の踏面勾配である。

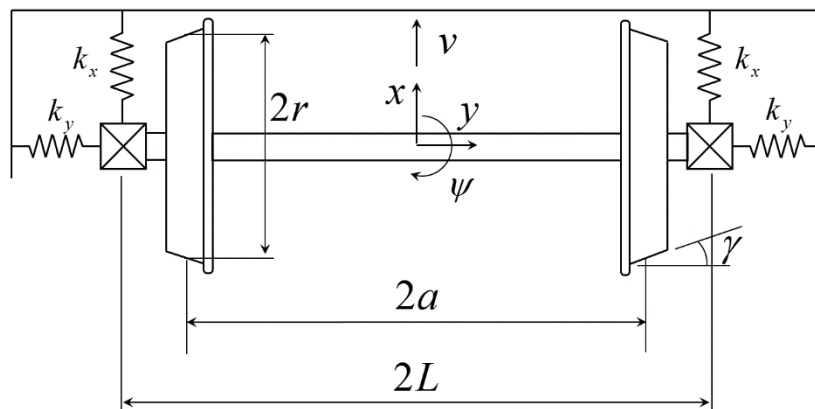


Fig.1 Single wheel bogie model

輪重に変動がある場合には Kalker のクリープ係数も輪重の 2/3 乗に比例する。輪重変動が輪軸の質量アンバランスによるものとして運動方程式を考慮すると以下のようなになる。

$$m\ddot{y} + \frac{2f_{22}(t)}{v} \dot{y} + \left( \frac{2Q(t)\gamma}{a} + 2k_y \right) y - 2f_{22}(t)\psi = 0 \quad (1)$$

$$I_z \ddot{\psi} + \frac{2a^2 f_{11}(t)}{v} \dot{\psi} + \frac{2f_{11}(t)a\gamma}{r} y + 2k_x L^2 \psi = 0 \quad (2)$$

ここで,

$$Q(t) = \bar{Q} + me\Omega^2 \cos\Omega t = \bar{Q} \left( 1 + \frac{me\Omega^2}{\bar{Q}} \cos\Omega t \right) \quad (3)$$

$$f_{ii}(t) = \bar{f}_{ii} \left( 1 + \frac{me\Omega^2}{\bar{Q}} \cos\Omega t \right)^{2/3}, \quad (i=1,2) \quad (4)$$

である. なお, 輪軸の角速度  $\Omega$  は車速  $v$  と平衡位置におけるレールとの接触点の半径  $r$  によって

$$\Omega = \frac{v}{r} \quad (5)$$

と表される.

第2項までテイラー展開すると, 運動方程式は

$$m\ddot{y} + \frac{1}{v} \left( 2\bar{f}_{22} + \frac{4\bar{f}_{22}}{3} \left( \frac{me\Omega^2}{\bar{Q}} \cos\Omega t \right) \right) \dot{y} + \left( \frac{2(\bar{Q} + me\Omega^2 \cos\Omega t)\gamma}{a} + 2k_y \right) y - \left( 2\bar{f}_{22} + \frac{4\bar{f}_{22}}{3} \left( \frac{me\Omega^2}{\bar{Q}} \cos\Omega t \right) \right) \psi = 0 \quad (6)$$

$$I_z \ddot{\psi} + \frac{1}{v} \left( 2a^2 \bar{f}_{11} + \frac{4a^2 \bar{f}_{11}}{3} \left( \frac{me\Omega^2}{\bar{Q}} \cos\Omega t \right) \right) \dot{\psi} + \frac{1}{r} \left( 2\bar{f}_{11} + \frac{4\bar{f}_{11}}{3} \left( \frac{me\Omega^2}{\bar{Q}} \cos\Omega t \right) \right) a\gamma y + 2k_x L^2 \psi = 0 \quad (7)$$

となる.

運動方程式に解を仮定して代入することで理論解析を行う. 例えば解を  $y = A_y e^{\lambda t}$  と仮定すると, 係数励振項は  $\cos\Omega t \cdot A_y \lambda e^{\lambda t} = (1/2)(e^{i\Omega t} + e^{-i\Omega t}) \cdot A_y \lambda e^{\lambda t} = A_y \lambda (e^{(\lambda+i\Omega)t} + e^{(\lambda-i\Omega)t})/2$  となる.  $e^{\lambda t}$  成分に対して, 係数励振項で  $e^{(\lambda+i\Omega)t}$  と  $e^{(\lambda-i\Omega)t}$  の派生周波数が出てくる. これらの派生成分はさらに別の振動数を派生する. さらに, この派生成分は  $(1 + (me\Omega^2/\bar{Q})\cos\Omega t)^{2/3}$  のテイラー近似の次数によっても異なるが, 今は1次近似のみで考えることにする.

ここでは, 解を  $O(\varepsilon)$  精度で

$$y = A_y e^{\lambda t} + \varepsilon B_{y1} e^{(\lambda+i\Omega)t} + \varepsilon B_{y2} e^{(\lambda-i\Omega)t} \quad (8)$$

$$\psi = A_\psi e^{\lambda t} + \varepsilon B_{\psi1} e^{(\lambda+i\Omega)t} + \varepsilon B_{\psi2} e^{(\lambda-i\Omega)t} \quad (9)$$

と仮定してみる. これら仮定した解を運動方程式に代入し, 角振動数の係数を比較すると

$$e^{\lambda t} \left[ A_y (1 + k_{11} + c_{11}\lambda + \lambda^2) - A_\psi k_{13} + \frac{1}{2} \varepsilon \left\{ -(B_{\psi 1} + B_{\psi 2}) k_{14} + B_{y1} (k_{12} + c_{12}(\lambda + i\Omega)) + B_{y2} (k_{12} + c_{12}(\lambda - i\Omega)) \right\} \right] = 0 \quad (10)$$

$$e^{(\lambda+i\Omega)t} \left[ -\frac{1}{2} A_\psi k_{14} + \frac{1}{2} A_y (k_{12} + c_{11}\lambda) + \varepsilon \left\{ -B_{\psi 1} k_{13} + B_{y1} (1 + k_{11} + c_{11}\lambda + \lambda^2 + ic_{11}\Omega + 2i\lambda\Omega - \Omega^2) \right\} \right] = 0 \quad (11)$$

$$e^{(\lambda-i\Omega)t} \left[ -\frac{1}{2} A_\psi k_{14} + \frac{1}{2} A_y (k_{12} + c_{11}\lambda) + \varepsilon \left\{ -B_{\psi 2} k_{13} + B_{y2} (1 + k_{11} + c_{11}\lambda + \lambda^2 - ic_{11}\Omega - 2i\lambda\Omega - \Omega^2) \right\} \right] = 0 \quad (12)$$

$$e^{(\lambda+2i\Omega)t} \left[ \frac{1}{2} \varepsilon \left\{ -B_{\psi 1} k_{14} + B_{y1} (k_{12} + c_{12}(\lambda + i\Omega)) \right\} \right] = 0 \quad (13)$$

$$e^{(\lambda-2i\Omega)t} \left[ \frac{1}{2} \varepsilon \left\{ -B_{\psi 2} k_{14} + B_{y2} (k_{12} + c_{12}(\lambda - i\Omega)) \right\} \right] = 0 \quad (14)$$

$$e^{\lambda t} \left[ A_y k_{21} + A_\psi (k_{23} + \lambda(c_{21} + \lambda)) + \frac{1}{2} \varepsilon \left\{ B_{y1} k_{22} + B_{y2} k_{22} + c_{22} (B_{\psi 1} \lambda + B_{\psi 2} \lambda + iB_{\psi 1} \Omega - iB_{\psi 2} \Omega) \right\} \right] = 0 \quad (15)$$

$$e^{(\lambda+i\Omega)t} \left[ \frac{1}{2} A_y k_{22} + \frac{1}{2} A_\psi c_{22} \lambda + \varepsilon \left\{ B_{y1} k_{21} + B_{\psi 1} k_{23} + B_{\psi 1} c_{21} \lambda + B_{\psi 1} \lambda^2 + iB_{\psi 1} c_{21} \Omega + 2iB_{\psi 1} \lambda \Omega - B_{\psi 1} \Omega^2 \right\} \right] = 0 \quad (16)$$

$$e^{(\lambda-i\Omega)t} \left[ \frac{1}{2} A_y k_{22} + \frac{1}{2} A_\psi c_{22} \lambda + \varepsilon \left\{ B_{y2} k_{21} + B_{\psi 2} k_{23} + B_{\psi 2} c_{21} \lambda + B_{\psi 2} \lambda^2 + iB_{\psi 2} c_{21} \Omega - 2iB_{\psi 2} \lambda \Omega - B_{\psi 2} \Omega^2 \right\} \right] = 0 \quad (17)$$

$$e^{(\lambda+2i\Omega)t} \left[ \frac{1}{2} \varepsilon \left\{ B_{y1} k_{22} + B_{\psi 1} c_{22} (\lambda + i\Omega) \right\} \right] = 0 \quad (18)$$

$$e^{(\lambda-2i\Omega)t} \left[ \frac{1}{2} \varepsilon \left\{ B_{y2} k_{22} + B_{\psi 2} c_{22} (\lambda - i\Omega) \right\} \right] = 0 \quad (19)$$

を得る.  $e^{\lambda t}$ ,  $e^{(\lambda+i\Omega)t}$ ,  $e^{(\lambda-i\Omega)t}$  の振動数成分を考慮し, 整理すると

$$\begin{bmatrix} 1+k_{11}+c_{11}\lambda+\lambda^2 & \frac{1}{2}\varepsilon(k_{12}+c_{12}(\lambda+i\Omega)) & \frac{1}{2}\varepsilon(k_{12}+c_{12}(\lambda-i\Omega)) & -k_{13} & -\frac{1}{2}\varepsilon k_{14} & -\frac{1}{2}\varepsilon k_{14} \\ \frac{1}{2}(k_{12}+c_{11}\lambda) & \varepsilon(1+k_{11}+c_{11}\lambda+\lambda^2+ic_{11}\Omega+2i\lambda\Omega-\Omega^2) & 0 & -\frac{1}{2}k_{14} & -\varepsilon k_{13} & 0 \\ \frac{1}{2}(k_{12}+c_{11}\lambda) & 0 & \varepsilon(1+k_{11}+c_{11}\lambda+\lambda^2-ic_{11}\Omega-2i\lambda\Omega-\Omega^2) & -\frac{1}{2}k_{14} & 0 & -\varepsilon k_{13} \\ k_{21} & \frac{1}{2}\varepsilon k_{22} & \frac{1}{2}\varepsilon k_{22} & (k_{23}+\lambda(c_{21}+\lambda)) & \varepsilon\left(\frac{1}{2}c_{22}\lambda+i\frac{1}{2}c_{22}\Omega\right) & \varepsilon\left(\frac{1}{2}c_{22}\lambda-i\frac{1}{2}c_{22}\Omega\right) \\ \frac{1}{2}k_{22} & \varepsilon k_{21} & 0 & \frac{1}{2}c_{22}\lambda & \varepsilon(k_{23}+c_{21}\lambda+\lambda^2+ic_{21}\Omega+2i\lambda\Omega-\Omega^2) & 0 \\ \frac{1}{2}k_{22} & 0 & \varepsilon k_{21} & \frac{1}{2}c_{22}\lambda & 0 & \varepsilon(k_{23}+c_{21}\lambda+\lambda^2+ic_{21}\Omega-2i\lambda\Omega-\Omega^2) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} A_y \\ B_{\psi 1} \\ B_{\psi 2} \\ A_\psi \\ B_{y1} \\ B_{y2} \end{bmatrix} = \mathbf{0} \quad (20)$$

を得る. 振幅が自明解以外の値を持つためには, 係数行列の行列式が 0 とならねばならない. したがって, 行列式

$$\begin{vmatrix}
 1+k_{11}+c_{11}\lambda+\lambda^2 & \frac{1}{2}\varepsilon(k_{12}+c_{12}(\lambda+i\Omega)) & \frac{1}{2}\varepsilon(k_{12}+c_{12}(\lambda-i\Omega)) & -k_{13} & -\frac{1}{2}\varepsilon k_{14} & -\frac{1}{2}\varepsilon k_{14} \\
 \frac{1}{2}(k_{12}+c_{11}\lambda) & \varepsilon(1+k_{11}+c_{11}\lambda+\lambda^2+ic_{11}\Omega+2i\lambda\Omega-\Omega^2) & 0 & -\frac{1}{2}k_{14} & -\varepsilon k_{13} & 0 \\
 \frac{1}{2}(k_{12}+c_{11}\lambda) & 0 & \varepsilon(1+k_{11}+c_{11}\lambda+\lambda^2-ic_{11}\Omega-2i\lambda\Omega-\Omega^2) & -\frac{1}{2}k_{14} & 0 & -\varepsilon k_{13} \\
 k_{21} & \frac{1}{2}\varepsilon k_{22} & \frac{1}{2}\varepsilon k_{22} & (k_{23}+\lambda(c_{21}+\lambda)) & \varepsilon\left(\frac{1}{2}c_{22}\lambda+i\frac{1}{2}c_{22}\Omega\right) & \varepsilon\left(\frac{1}{2}c_{22}\lambda-i\frac{1}{2}c_{22}\Omega\right) \\
 \frac{1}{2}k_{22} & \varepsilon k_{21} & 0 & \frac{1}{2}c_{22}\lambda & \varepsilon(k_{23}+c_{21}\lambda+\lambda^2+ic_{21}\Omega+2i\lambda\Omega-\Omega^2) & 0 \\
 \frac{1}{2}k_{22} & 0 & \varepsilon k_{21} & \frac{1}{2}c_{22}\lambda & 0 & \varepsilon(k_{23}+c_{21}\lambda+\lambda^2+ic_{21}\Omega-2i\lambda\Omega-\Omega^2)
 \end{vmatrix} = 0 \quad (21)$$

を解くと、この系の固有値が得られる。

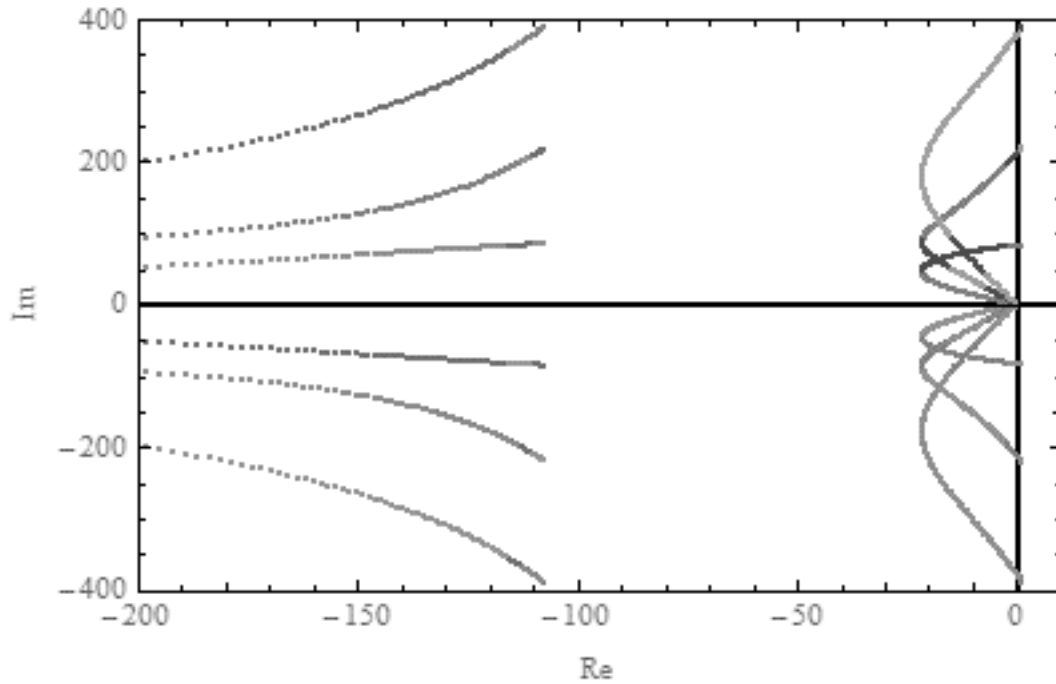


Fig.2 Roots locus of the single wheel bogie model with mass imbalance ( $me = 250$  gm)

## (2) 非線形振動解析による非線形蛇行動の回避

図3に示す1輪軸台車モデルを用いて検討を行う。

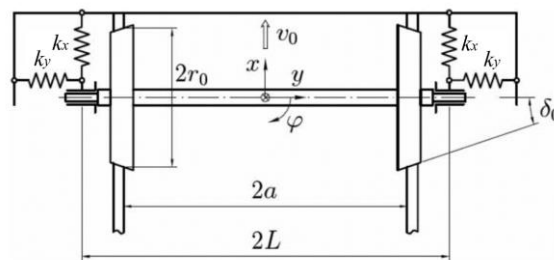


Fig.3 Single wheel bogie model

の車両モデルの運動方程式

$$\left. \begin{aligned} \hat{m} \frac{d^2 \hat{y}}{d\hat{t}^2} + \frac{2\hat{f}_{22}}{\hat{v}} \frac{d\hat{y}}{d\hat{t}} + 2\hat{k}_y \hat{y} - 2\hat{f}_{22}\psi + \hat{\alpha}_{yyy} \hat{y}^3 + \hat{\alpha}_{yy\psi} \hat{y}^2 \psi + \hat{\alpha}_{y\psi\psi} \hat{y} \psi^2 + \hat{\alpha}_{\psi\psi\psi} \psi^3 &= 0 \\ \hat{I} \frac{d^2 \psi}{d\hat{t}^2} + \frac{2\hat{a}^2 \hat{f}_{11}}{\hat{v}} \frac{d\psi}{d\hat{t}} + \frac{2\hat{f}_{11} \hat{a} \delta_0}{\hat{r}_0} \hat{y} + 2\hat{k}_x \hat{L}^2 \psi + \hat{\beta}_{yyy} \hat{y}^3 + \hat{\beta}_{yy\psi} \hat{y}^2 \psi + \hat{\beta}_{y\psi\psi} \hat{y} \psi^2 + \hat{\beta}_{\psi\psi\psi} \psi^3 &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (22)$$

に中心多様体定理による低次元化，標準形理論による非線形項の除去を施す．すると，運動方程式は

$$\left. \begin{aligned} \dot{r} &= \kappa_{1101r} \varepsilon r + \kappa_{1210r} r^3 \\ \dot{\theta} &= \lambda_{1i} + \kappa_{1101i} \varepsilon + \kappa_{1210i} r^2 \end{aligned} \right\} \quad (23)$$

となる．ただし， $\kappa_{1101} = \kappa_{1101r} + i\kappa_{1101i}$ ， $\kappa_{1210} = \kappa_{1210r} + i\kappa_{1210i}$  とする．

#### 4 本研究が実社会にどう活かされるかー展望

鉄道システムの安全運行には車両の定期的な点検およびメンテナンスが重要である．そのメンテナンス項目の重要項目の一つが輪軸の不釣合い量の管理である．不釣合い量の管理は従来経験的な数値を用いて行われてきた．

本研究は鉄道車両のメンテナンスに従来経験的な数値を用いて行われてきた不釣合い量の基準値ではなく，ロータダイナミクスに基づく知見を反映した基準値を明らかにすることを目的として実施した．本研究の手法によれば，不釣合いによる通常の車両の前後振動だけでなく，不釣合いによる係数励振振動に基づく蛇行動の発生も予測できるため，より安全なメンテナンス指標にできるものと期待している．

#### 5 教歴・研究歴の流れにおける今回研究の位置づけ

本研究事業者は鉄道車両の脱線検知や故障検知や自動運転車両のブレーキシステム開発など機械システムの異常検知の研究および回転機械の振動解析の研究を行ってきた．今回の補助事業は，それらの鉄道車両のダイナミクスと回転機械のダイナミクスの両者をつなぐ研究である．

#### 6 本研究にかかわる知財・発表論文等

##### 【学会発表】

1. 安藝 雅彦，“輪軸の質量不釣合いによって発生する係数励振特性の考察”，日本機械学会マルチボディダイナミクス研究会，(2018)，(研究会講演(査読無))
2. Tada, Y. and Aki, M., “A Vehicle Parameter Design Method for Avoiding of a Hunting Motion of a Railway Vehicle”, Proceedings of 6th Pacific-Asia Conference on Mechanical Engineering (6th PACME), (2017), (講演論文(査読無))
3. 安藝 雅彦，“輪軸の質量不釣合いによる係数励振特性の解析”，日本機械学会第15回「運動と振動の制御」シンポジウム(MoViC2017)講演論文集，(2017)，No.C17，(講演論文(査読無))

4. Aki, M., “Vehicle Parameter Design Based on Nonlinear Bifurcation Analysis of Hunting Motion of a Wheelset”, Proceedings of 25th International Symposium on Dynamics of Vehicles on Roads and Tracks (IAVSD2017), (2017), Paper ID:214, (講演論文(査読有))

5. 安藝 雅彦, “輪軸蛇行動の非線形分岐解析に基づく車両パラメータ設計手法の検討”, 日本機械学会第25回交通・物流部門大会 (Translog2016) 講演論文集, (講演論文(査読無))

## 7 補助事業に係る成果物

### (1) 補助事業により作成したもの

平成28年度 ロータダイナミクスの観点に基づく鉄道車両の振動低減による乗心地向上補助事業研究報告書(28-154)

28-154  
平成28年度  
ロータダイナミクスの観点に基づく  
鉄道車両の振動低減による乗心地向上  
補助事業研究報告書

日本大学 理工学部 機械工学科  
安藝 雅彦

#### 目次

1. 緒言	1
1.1. 輪軸不釣合いに伴う蛇行動現象の発生	1
1.2. 非線形振動解析による非線形蛇行動の回避	1
2.1 輪軸モデル	3
3. 輪軸の質量不釣合いに伴う輪重変動を考慮した1輪軸モデル	5
4. 輪軸の質量不釣合いに伴う輪重変動を考慮した1輪軸モデルのシミュレーション	8
5. 輪軸の質量不釣合いに伴う輪重変動を考慮した1輪軸モデルの理論解析	9
6.1 輪軸台車の運動方程式	12
7. 蛇行動の非線形理論解析	13
7.1. 中心多様体定理による低次元化	13
7.2. 標準形理論による非線形項の除去	16
8. 解析結果	18
9. 結論	18
9.1. 輪軸不釣合いに伴う蛇行動現象の発生	18
9.2. 非線形振動解析による非線形蛇行動の回避	19
10. 参考文献	20

URL: <http://www.mech.cst.nihon-u.ac.jp/studies/horiuchi/subject12.html>

### (2) (1) 以外で当事業において作成したもの

下記4つの講演論文, またそれらを元にした学会誌論文を準備中.

1. Aki, M., “Vehicle Parameter Design Based on Nonlinear Bifurcation Analysis of Hunting Motion of a Wheelset”, Proceedings of 25th International Symposium on Dynamics of Vehicles on Roads and Tracks (IAVSD2017), (2017), Paper ID:214, (講演論文(査読有))

2. Tada, Y. and Aki, M., “A Vehicle Parameter Design Method for Avoiding of a Hunting Motion of a

Railway Vehicle”, Proceedings of 6th Pacific-Asia Conference on Mechanical Engineering (6th PACME), (2017), (講演論文(査読無))

3. 安藝 雅彦, “輪軸の質量不釣合いによる係数励振特性の解析”, 日本機械学会第15回「運動と振動の制御」シンポジウム(MoViC2017)講演論文集, (2017), No.C17, (講演論文(査読無))

4. 安藝 雅彦, “輪軸蛇行動の非線形分岐解析に基づく車両パラメータ設計手法の検討”, 日本機械学会第25回交通・物流部門大会 (Translog2016) 講演論文集, (講演論文(査読無))

## 8 事業内容についての問い合わせ先

所属機関名： 日本大学 理工学部 機械工学科 堀内・安藝研究室 (ニホンダイガク リ  
コウガクブ キカイコウガクカ

住 所： 〒101-8308

東京都千代田区神田駿河台1-8-14

申 請 者： 助教 安藝雅彦 (アキマサヒコ)

担 当 部 署： 堀内・安藝研究室 (ホリウチ・アキケンキュウシツ)

E - m a i l： aki@mech.cst.nihon-u.ac.jp

U R L： <http://www.mech.cst.nihon-u.ac.jp/studies/horiuchi/>